



Deutsche Kl.: 59 a - 14

AUSLEGESCHRIFT

1233 267

Nummer: 1 233 267
 Aktenzeichen: S 69977 I c/59 a
Anmeldetag: 17. August 1960
Auslegetag: 26. Januar 1967

1

Die Erfindung betrifft Einrichtungen zur Geräuschminderung bei schiebergesteuerten Pumpen und Flüssigkeitsmotoren, insbesondere bei Axial- und Radialkolbenmaschinen.

Es sind bereits derartige Einrichtungen bekannt, bei welchen jeweils im Trennsteg zwischen den Steuerschlitzten zusätzliche Öffnungen vorgesehen sind, welche über Kanäle und Rückschlagventile mit den Niederdruck- bzw. Hochdrucksteuerschlitzten des Steuerspiegels bzw. -schiebers in Verbindung stehen und dadurch einen Druckausgleich herbeiführen.

Diese bekannte Geräuschminderungseinrichtung hat den Nachteil, daß deren Wirkung weitgehend von der jeweiligen Einstellung der Rückschlagventile abhängt. Diese Einstellung kann nicht während des Betriebes an Drehzahl- oder Belastungsänderungen angepaßt werden. Die dem Verschleiß unterworfenen Rückschlagventile müssen ständig überwacht werden, damit die Wirkung der Einrichtung erhalten bleibt. Weiterhin ist, wenn diese bekannte Geräuschdämpfungseinrichtung für verschiedene Drehrichtungen wirksam sein soll, für jede Drehrichtung eine besondere Einrichtung notwendig, was die Gesamtanordnung wesentlich verteuert.

Durch die Erfindung soll die Aufgabe gelöst werden, bei Geräuschdämpfungseinrichtungen der soeben kurz dargelegten Art eine selbsttätige Anpassung an jedes Betriebsverhalten und unabhängig von der jeweiligen Drehrichtung der damit ausgestatteten Pumpe bzw. des damit ausgestatteten Flüssigkeitsmotors zu erzielen.

Demgemäß geht die Erfindung von einer Einrichtung zur Geräuschminderung bei schiebergesteuerten Pumpen und Flüssigkeitsmotoren, insbesondere bei Axial- und Radialkolbenmaschinen aus, welche an zusätzliche Öffnungen in den Trennstegen zwischen den Niederdruck- und Hochdrucksteuerschlitzten des Steuerspiegels bzw. -schiebers angeschlossen ist. Im Sinne der Lösung der oben angegebenen Aufgabe ist eine derartige Geräuschminderungseinrichtung durch einen abgeschlossenen Dämpfungsraum gekennzeichnet, der über Verbindungskanäle an mindestens einer der zusätzlichen Öffnungen in den Trennstegen des Steuerspiegels bzw. -schiebers angeschlossen ist.

Abgeschlossene Räume, die mit den Trennstegen des Steuerschiebers in Verbindung stehen, sind bekannt. Bei dieser bekannten Anordnung dienen aber diese abgeschlossenen Räume als Schmutzfänger und nicht zur Geräuschdämpfung.

Es sind auch noch abschließbare Räume bekannt, die in den Trennstegen des Steuerspiegels münden.

Einrichtung zur Geräuschminderung bei schiebergesteuerten Pumpen und Flüssigkeitsmotoren

5

Anmelder:
 Société Anonyme André Citroën, Paris

Vertreter:
 Dipl.-Ing. R. Holzer, Patentanwalt,
 Augsburg, Philippine-Welser-Str. 14

Beanspruchte Priorität:
 Frankreich vom 21. August 1959 (803 305) --

2

Diese Räume dienen jedoch Steuerzwecken und nicht der Geräuschdämpfung.

In weiterer Ausbildung der erfindungsgemäßen Anordnung kann die Größe des genannten Dämpfungsraumes veränderbar sein.

Außerdem kann nach einem weiteren Erfindungsmerkmal jeder Trennsteg des Steuerspiegels bzw. -schiebers mit einem eigenen Dämpfungsraum verbunden sein.

Weiterhin kann in Anwendung der Erfindung auf Axialkolbenmaschinen jeweils ein einziger Dämpfungsraum gleichzeitig mit beiden zwischen den Steuerschlitzten des Steuerspiegels befindlichen Trennstegen verbunden sein.

Schließlich kann gemäß einer abgewandelten Ausführungsform der Erfindung ein zusätzlicher Dämpfungsraum jeweils mit dem den Totpunkt durchlaufenden Zylinder in Verbindung stehen.

Die Erfindung wird nunmehr beispielsweise unter Bezug auf die Zeichnungen beschrieben, in welchen eine Ausführungsform der Erfindung dargestellt ist. Die Erfindung ist selbstverständlich auf alle geeigneten Pumpenbauarten und Ringschieberbauarten anwendbar. In den Zeichnungen stellt dar

Fig. 1 einen Abwicklungsschnitt durch einen Steuerspiegel üblicher Bauart einer Axialkolbenpumpe, welche mit einem abgeschlossenen Dämpfungsraum gemäß der Erfindung ausgestattet ist,

Fig. 2 eine graphische Darstellung, in welcher für den in Fig. 1 dargestellten abgeschlossenen Dämpfungsraum der Druckverlauf in Abhängigkeit von der Zeit dargestellt ist, wobei jeweils schematisch für jede Arbeitsphase die Stellung eines Pumpenzylinders mit Bezug auf den Steuerspiegel dargestellt ist,

Fig. 3 eine Einrichtung gemäß der Erfindung zur Einstellung des abgeschlossenen Dämpfungsraumes, Fig. 4 einen abgewickelten Schnitt ähnlich Fig. 1 einer Axialkolbenpumpe, die mit einem Wirbel-Dämpfungsraum ausgestattet ist.

Fig. 5 einen Längsschnitt durch eine andere Ausführungsform einer Maschine nach der Erfindung,

Fig. 6 einen Schnitt längs der Linie VI-VI in Fig. 5 und

Fig. 7 einen Querschnitt längs der Linie VII-VII in Fig. 6.

Fig. 1 der Zeichnungen zeigt einen abgewickelten Schnitt durch eine Axialkolbenpumpe 2 üblicher Bauart mit einem Steuerspiegelkörper 1 und Pumpenzylindern 3, in welchen Pumpenkolben 4 axial verschiebbar sind. Bei Drehung der Zylindertrommel kommen die Pumpenzylinder 3 abwechselnd nacheinander mit dem Eintrittssteuerschlitz 5 und dem Austrittssteuerschlitz 6 in Verbindung, zwischen welchen Trennstege 7 liegen, welche jeweils die Übergänge zwischen den Steuerschlitten bilden, und die an den Stellen liegen, an welchen die Pumpenkolben 4 jeweils den oberen und unteren Totpunkt durchlaufen.

Gemäß der Erfindung ist eine geschlossene Kammer 8 vorgesehen, die über einen Verbindungskanal 8' an den Steuerspiegel angeschlossen ist, wobei dieser Verbindungskanal 8' an dem Trennsteg 7 zwischen den beiden Steuerschlitten 5 und 6 mündet.

Beim Übergang des betreffenden Zylinders 3 über die Trennstegfläche steht infolgedessen entweder der Zylinderhubraum oder der schädliche Raum des betreffenden Zylinders, je nachdem, ob es sich um den Durchgang durch den oberen oder unteren Totpunkt handelt, ausschließlich über den Verbindungskanal 8' mit der Kammer 8 in Verbindung, wodurch ein abgeschlossener, anregbarer Dämpfungsraum gebildet wird.

Die Abmessungen der Trennstegflächen des Steuerspiegels und diejenigen der Zylinder 3 sind so gewählt, daß der durch die Kammer 8 und den Verbindungskanal 8' gebildete abgeschlossene Dämpfungsraum durch den jeweils im Pumpen- bzw. Motorzylinder herrschenden Druck erregt wird und infolgedessen periodische Druckänderungen durchmacht, deren Größe in Fig. 2 der Zeichnungen in Abhängigkeit von der Zeit dargestellt ist. Es handelt sich um eine periodische Funktion, deren Periodendauer durch den Wert $\frac{2 \cdot \pi}{n \cdot \omega}$ bestimmt ist, wobei n die Anzahl der Maschinenzylinder und ω die Winkelgeschwindigkeit der Zylindertrommel bezeichnet. Betrachtet man den Durchgang des Maschinenzylinders durch den unteren Totpunkt des Maschinenkolbens der in Fig. 1 schematisch dargestellten Maschine im Zeitraum 9, so zeigt sich, daß während dieses Zeitraumes der Dämpfungsraum Verbindung mit dem Hochdrucksteuerschlitz 6 des Steuerspiegels hat. Während des Zeitraumes 10 hat der Dämpfungsraum nur Verbindung mit dem Zylinderraum 3. Während des Zeitraumes 11 hat der Dämpfungsraum Verbindung mit dem Niederdrucksteuerschlitz 5, und während des Zeitraumes 12 ist der Dämpfungsraum abgeschlossen.

Durch diese periodische Erregung wird in dem Dämpfungsraum ein Wechseldruckfeld erregt, welches durch entsprechende Wahl der Dämpfungsraumabmessungen in eine bestimmte Phasenbeziehung zu

den in den Maschinenzylindern herrschenden Drücken gebracht werden kann und dadurch gestattet, während des Überganges am unteren bzw. oberen Totpunkt über die Trennstege zwischen dem Einlaß und Auslaßsteuerschlitz einen allmäßlichen Druckausgleich im Maschinenzylinder bzw. im schädlichen Raum herbeizuführen.

Die Amplitude und die Phasenverschiebung dieses Wechseldruckfeldes hängen von der Impedanz Z des Dämpfungsraumes, dessen Trägheit $\frac{\rho \cdot l}{s}$ und dessen Kapazität $\frac{V}{K}$ ab, worin

ρ die spezifische Masse der Flüssigkeit,

l die Länge des Kanals 8' (Fig. 1),

s den Querschnitt des Kanals 8' (Fig. 1),

V den Rauminhalt der Kammer 8 (Fig. 1),

K den Kompressibilitätsfaktor der Flüssigkeit

bedeutet.

20 Dazu kommt noch ein Widerstandsbeiwert auf Grund des Füllungsverlustes im Kanal 8' und auf Grund des Geschwindigkeitsverlustes am Austritt dieses Kanals.

Durch entsprechende Wahl der geometrischen Abmessungen des Kanals 8' und der Kammer 8 ist es möglich, die gewünschte Impedanz Z zu erreichen.

Die Phasennacheilung, welche dem Wert $\frac{\pi}{2}$ entsprechen soll, liegt wegen des Widerstandsbeiwertes nicht sehr weit von diesem Idealwert entfernt. Die für die stattfindende Leistungsumsetzung verbrauchte Leistung ist sehr klein, denn es handelt sich, wenn man den Vorgang in elektrischen Bezeichnungen ausdrücken will, praktisch um eine Blindleistung.

25 Fig. 3 der Zeichnungen zeigt ein Schema, aus welchem hervorgeht, wie der nach der Erfindung vorgesehene Dämpfungsraum geregelt werden kann.

Die Länge des Kanals 14, welcher dem Kanal 8 der Fig. 1 entspricht, ist durch Verschiebung des 30 Posaubenbogens 15 veränderlich, an welchem bei 16 das Regelglied einer Regeleinrichtung angreifen kann oder an welchem ein Handhebel zur Verstellung von Hand angeordnet sein kann. Der Rauminhalt der Kammer ist durch Verschiebung eines Kolbens 17 veränderbar, dessen Kolbenstange 18 entweder ebenfalls an eine Regeleinrichtung angeschlossen sein kann oder aber von Hand verstellbar ist. Die jeweils zur Anwendung kommende Regeleinrichtung kann entweder in Abhängigkeit vom Drehzahlbereich oder 35 in Abhängigkeit vom Flüssigkeitsdruck oder in Abhängigkeit von der Fördermenge dem jeweils erforderlichen Druckausgleich herbeiführen.

40 Durch Anwendung eines Wirbel-Dämpfungsraumes gemäß Fig. 4 der Zeichnungen ist es möglich, die jeweils gewünschte Impedanz Z ohne Änderung der Kapazität des abgeschlossenen Dämpfungsraumes lediglich durch Veränderung der Trägheit desselben herbeizuführen. Ein derartiger regelbarer Dämpfungsraum weist eine im vorliegenden Fall 45 kreisförmig ausgebildete Kammer 20 auf, mit welcher eine einstellbare Mündung 19 zusammenwirkt.

Bei einer derartigen Einrichtung addiert sich die 50 Trägheit des Verbindungskanals 21 zu der veränderlichen Trägheit des Wirbels, welcher in der Kammer 20 durch die Tangentialkomponente der Eintritts- oder Austrittsgeschwindigkeit an der Mündung 19 hervorgerufen wird. Diese Tangentialkomponente stellt eine Funktion des jeweils eingestellten Winkels

des Mundstücks an der Mündung 9 dar. Diese Winkeleinstellung erfolgt mittels eines Hebels 22, welcher wiederum entweder mittels einer Regel-einrichtung oder von Hand verstellt werden kann.

Ein derartiger abgeschlossener Dämpfungsraum kann bei Pumpen oder Flüssigkeitsmotoren mit ungerader Zylinderzahl grundsätzlich für beide Tot-punkte Anwendung finden.

Die Fig. 4 und 5 der Zeichnungen zeigen eine derartige Anwendung. Es ist deutlich zu ersehen, welche verschiedenen relativen Stellungen die Mün-dungen der Verbindungskanäle 21' mit Bezug auf die Maschinenzylinder einnehmen können.

Während im unteren Totpunkt 23 der Maschinen-zylinder in Verbindung mit dem Dämpfungsraum 20 steht, ist die Mündung des Verbindungskanals 21' am oberen Totpunkt 24 abgedeckt, und umgekehrt. Bedient man sich zur weiteren Erklärung der Wir-kungsweise des in Fig. 2 der Zeichnungen angege-benen Diagramms, so ergibt sich, daß während des Zeitraumes 9 der Dämpfungsraum an den Totpunkten 23 und 24 mit dem Hochdrucksteuerschlitz 26 verbunden ist, daß während des Zeitraumes 10 der Maschinenzylinder den unteren Totpunkt durchläuft und mit dem Dämpfungsraum verbunden ist, wäh- 25 während er beim Durchgang durch den oberen Totpunkt abgedeckt ist, daß während des Zeitraumes 11 der Dämpfungsraum an beiden Totpunkten 23 und 24 Verbindung mit dem Niederdrucksteuerschlitz hat und daß der Zylinder beim Durchgang durch den Tot-punkt 24 während des Zeitraumes 12 Verbindung mit dem Dämpfungsraum hat, während beim Durchgang durch den Totpunkt 23 die Mündungsöffnung des Dämpfungsraumes abgedeckt ist. Der Dämpfungs- 30 raum bewirkt also, daß eine Energieumsetzung der Expansionsleistung jeweils eines Zylinders in Kom-pressionsleistung jeweils eines anderen Zylinders mit ausgezeichnetem Wirkungsgrad stattfindet.

Diese Erregung ist jedoch insbesondere bei maxi-maler volumetrischer Regelung der Pumpe bzw. des Flüssigkeitsmotors nicht symmetrisch, da die an den Totpunkten 23 und 24 vorbeilaufenden Zylinder 40 verschiedene Zylinderhubräume haben. Um infolge-dessen die Symmetrie wiederherstellen zu können, muß zu demjenigen Zylinder Raum, welcher sich 45 augenblicklich am Totpunkt befindet, ein zusätzlicher Raum hinzugeschaltet werden, welcher demjenigen Hubraum entspricht, welcher durch volumetrische Regelung eingestellt ist.

In Fig. 5 der Zeichnungen ist beispielsweise eine 50 Axialkolbenpumpe bzw. ein Axialkolbenmotor dargestellt, welcher einen Steuerspiegelkörper 27 (Fig. 6) aufweist, an welchem Steuerschlitz BP und 29 angeordnet sind, wobei eine Anordnung zur Zu-schaltung eines solchen weiteren Raumes vorgesehen 55 ist. Ein Wirbel-Dämpfungsraum 30 schließt über einen Kanal 31 an die Trennsteg des Steuerspiegels an. An jedem Totpunkt der Maschine ist ein Raum von veränderlichem Volumen angeordnet, in dem Zylinder 32 und 33 vorgesehen sind, welche mit Kol-ben 34 und 35 ausgestattet sind, die jeweils über 60 Kolbenstangen 36 und 37 verstellbar sind.

Der Dämpfungsraum 30 ist also jeweils gleichzeitig mit dem durch den Totpunkt hindurchgehenden Zylinder 38 und mit dem betreffenden Zusatzraum in 65 Verbindung, wie dies ohne weiteres aus Fig. 5 er-

sichtlich ist. Mittels des Kolbens 34 wird der Zylin-derinhalt auf ein Mindestmaß verringert, wenn er mit dem betreffenden durch den unteren Totpunkt hindurchlaufenden Maschinenzylinder in Verbindung 5 steht, während mittels des Kolbens 35 dem Zylinder 39 ein Rauminhalt gegeben wird, welcher dem je-weils von einem Maschinenkolben durchlaufenen Hubvolumen entspricht. Die Verschiebung des Kol-bens 35 erfolgt in Abhängigkeit von der volumetri-schen Regelung der Pumpe bzw. des Flüssigkeits-motors, die ihrerseits wiederum durch entsprechende Einstellung der Neigung einer Schiefscheibe 40 mit-tels eines Hebels 41 erfolgt. Für negative Neigungen der Schiefscheibe 40 ergeben sich jeweils vertauschte Wirkungsweisen der Zylinder 32 und 33.

Die Vorschläge der Erfindung stellen eine prakti-sche und wirksame Maßnahme dar, welche den Vorteil bietet, daß auch bei Pumpen und Flüssigkeitsmotoren mit Schiebersteuerung unter sehr stark 20 veränderlichen Betriebsbedingungen eine einwand-freie Steuerung möglich ist.

Patentansprüche:

1. Einrichtung zur Geräuschminderung bei schiebergesteuerten Pumpen und Flüssigkeits-motoren, insbesondere bei Axial- und Radial-kolbenmaschinen, welche an zusätzliche Öffnungen in den Trennstegen zwischen den Nieder-druck- und Hochdrucksteuerschlitz des Steuer-spiegels bzw. -schiebers angeschlossen ist, ge-kennzeichnet durch einen abgeschlosse-nen Dämpfungsraum (8 bzw. 20 bzw. 30), der über Verbindungskanäle (8' bzw. 15 bzw. 21 bzw. 31) an mindestens eine der zusätzlichen Öff-nungen in den Trennstegen (7 bzw. 23, 24) des Steuerspiegels bzw. -schiebers (1 bzw. 27) ange-schlossen ist.

2. Einrichtung nach Anspruch 1, dadurch ge-kennzeichnet, daß die Größe des Dämpfungs-raumes (20, 30) veränderbar ist (14, 15 bzw. 19 in Fig. 3, 4 und 5).

3. Einrichtung nach Anspruch 1 oder 2, da-durch gekennzeichnet, daß jeder Trennsteg (7) des Steuerspiegels bzw. -schiebers (1) mit einem eigenen Dämpfungsraum (8) verbunden ist (Fig. 1 bis 3).

4. Einrichtung nach Anspruch 1 oder 2 in An-wendung auf Axialkolbenmaschinen, dadurch ge-kennzeichnet, daß ein einziger Dämpfungsraum (20 bzw. 30) gleichzeitig mit den beiden zwischen den Steuerschlitz (BP, HP bzw. 28, 29) des Steuerspiegels (27) befindlichen Trennstegen (23 bzw. 24) verbunden ist (Fig. 4, 5 und 6).

5. Einrichtung nach Anspruch 4, gekennzeich-net durch einen zusätzlichen Dämpfungsraum (32, 33) der jeweils mit dem den Totpunkt durch-laufenden Zylinder (38, 39) in Verbindung steht (Fig. 5).

In Betracht gezogene Druckschriften:
Deutsche Auslegeschriften Nr. 1 020 525,

1 043 083;

französische Patentschrift Nr. 1 184 733;

britische Patentschrift Nr. 684 551;

USA.-Patentschriften Nr. 2 642 809, 2 553 655,

2 465 954, 2 288 768.

Fig. 1

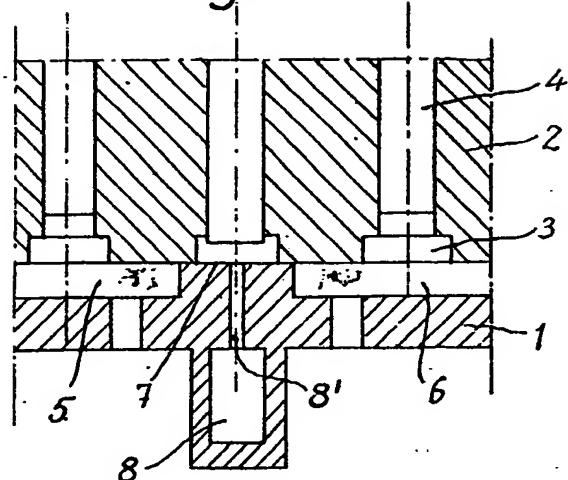


Fig. 3

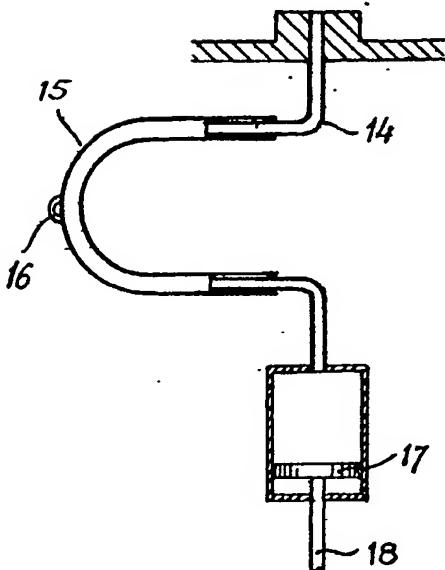


Fig. 2

